

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicant: Takeshi YAMAMOTO

Title: TOROIDAL TYPE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

Appl. No.: Unassigned

Filing Date: 07/21/2003

Examiner: Unassigned

Art Unit: Unassigned

CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY

Commissioner for Patents
PO Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450

Sir:

The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

In support of this claim, filed herewith is a certified copy of said original foreign application:

- Japanese Patent Application No. 2002-246131 filed 08/27/2002.

Respectfully submitted,

Date: July 21, 2003

By Richard L. Schwaab

FOLEY & LARDNER
Customer Number: 22428



22428

PATENT TRADEMARK OFFICE

Telephone: (202) 672-5414
Facsimile: (202) 672-5399

Richard L. Schwaab
Attorney for Applicant
Registration No. 25,479

日本国特許庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されて
いる事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed
with this Office

出願年月日

Date of Application:

2002年 8月27日

出願番号

Application Number:

特願2002-246131

[ST.10/C]:

[JP2002-246131]

出願人

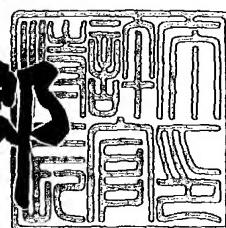
Applicant(s):

日産自動車株式会社

2003年 5月 9日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

太田 信一郎



出証番号 出証特2003-3034081

【書類名】 特許願
 【整理番号】 NM02-00499
 【あて先】 特許庁長官殿
 【国際特許分類】 F16H 15/38
 【発明者】

【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
 日産自動車株式会社内

【氏名】 山本 建

【特許出願人】

【識別番号】 000003997

【氏名又は名称】 日産自動車株式会社

【代理人】

【識別番号】 100119644

【弁理士】

【氏名又は名称】 綾田 正道

【選任した代理人】

【識別番号】 100105153

【弁理士】

【氏名又は名称】 朝倉 悟

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 146261

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【ブルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 トロイダル型無段変速機

【特許請求の範囲】

【請求項1】 入力ディスクと、出力ディスクと、入力ディスクを入力トルクに比例した荷重で押し付けるローディングカムと、前記入出力ディスクの対向面にそれぞれ形成されたトロイド状溝に挟持される複数のパワーローラと、該パワーローラを入出力ディスクの曲率中心に対して傾転可能に支持するトラニオンと、前記パワーローラをトラニオンに対して回転可能に軸支するパワーローラ軸受と、を備えたトロイダル型無段変速機において、

前記入力ディスクおよび出力ディスクの軸断面におけるディスク曲率半径Roと、同じ断面におけるパワーローラ曲率半径R22との比($Ro / 2R22$)を、
 $(Ro / 2R22) \leq 0.63$

が成立する設定としたことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項2】 請求項1に記載のトロイダル型無段変速機において、
 前記入力ディスクおよび出力ディスクの軸断面におけるディスク曲率半径Roと、同じ断面におけるパワーローラ曲率半径R22との比($Ro / 2R22$)を、
 $0.53 \leq (Ro / 2R22)$

が成立する設定としたことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項3】 請求項1または請求項2の何れか1項に記載のトロイダル型無段変速機において、

前記入力ディスクおよび出力ディスクの軸断面におけるディスク曲率半径Roと、同じ断面におけるパワーローラ曲率半径R22との比($Ro / 2R22$)を、運転中の最大面圧が4.2Gpaを超えないように設定したことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項4】 請求項1ないし請求項3の何れか1項に記載のトロイダル型無段変速機において、

前記入力ディスクおよび出力ディスクの軸断面におけるディスク曲率半径Roと、同じ断面におけるパワーローラ曲率半径R22との比($Ro / 2R22$)を、エンジン最大トルクが入力されたときに面圧が4.2Gpaを超えないように設定したことを特徴

とするトロイダル型無段変速機。

【請求項5】 請求項1ないし請求項4の何れか1項に記載のトロイダル型無段変速機において、

前記入力ディスク及び出力ディスクとパワーローラの接触点での相対滑り角速度、すなわちスピンドル角速度を ω_s とし、入力ディスクの角速度を ω_1 とし、その比 ω_s/ω_1 をスピンドルSとし、このスピンドルSを下記の式で与えたとき、

$$S = \{\sin\theta \cdot \sin\phi - (1 + k - \cos\phi) \cdot \cos\theta\} / \sin\theta$$

ただし、

θ ：入力ディスク及び出力ディスクとパワーローラの接触点における法線とパワーローラの回転軸がなす開き角

ϕ ：パワーローラの傾転角

k：ディスク曲率中心から入出力ディスク回転軸までの距離とディスク曲率半径Roの差をeとしたときの比 e/Ro

上記式にて入力ディスク及び出力ディスクとパワーローラの接触点におけるスピンドルSが、ロー側変速比からハイ側変速比までの変速比範囲において0以上になるように θ , ϕ , k を設定したことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、車両の変速機として適用されるトロイダル型無段変速機の技術分野に属する。

【0002】

【従来の技術】

従来、トロイダル型無段変速機としては、例えば、特開2000-199552号公報に記載のものが知られている。

【0003】

この従来出典には、入力ディスクと出力ディスクおよびパワーローラの形状について、入力ディスクおよび出力ディスクの軸断面における曲率半径Ro, Roの中心位置およびディスクとパワーローラの接触点における法線とパワーローラの回

転軸がなす角度 θ の関係を、効率と寿命の観点から最適になるように規定する技術が記載されている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、従来のトロイダル型無段変速機にあっては、パワーローラの曲率半径R22を設定する方法が示されていないため、効率と寿命を両立する曲率半径R22の設計法が不明である。

【0005】

すなわち、効率と寿命は接触点の面圧に大きく影響され、面圧が低くなるほど寿命は向上するが、接触面積が大きくなるためスピン摩擦が増加し効率が低くなる。面圧は、いわゆるヘルツの理論によって計算されるが、接触点における両物体の形状、つまり、曲率半径と荷重によって決定される。よって、効率と寿命を最適なバランスに設定するには、ディスクとパワーローラの曲率半径と、従来例に示されたパラメータ等で決定される荷重を最適に設定する必要がある。

【0006】

本発明は、上記問題点に着目してなされたもので、パワーローラ曲率半径の設定手法を提案することにより、高価な材料や熱処理を用いることなく、確実に長寿命を得ることができるトロイダル型無段変速機を提供することを課題とする。

【0007】

【課題を解決するための手段】

上記課題を達成するため、本発明では、入力ディスクと、出力ディスクと、入力ディスクを入力トルクに比例した荷重で押し付けるローディングカムと、前記入出力ディスクの対向面にそれぞれ形成されたトロイド状溝に挟持される複数のパワーローラと、該パワーローラを入出力ディスクの曲率中心に対して傾転可能に支持するトラニオンと、前記パワーローラをトラニオンに対して回転可能に軸支するパワーローラ軸受と、を備えたトロイダル型無段変速機において、前記入力ディスクおよび出力ディスクの軸断面におけるディスク曲率半径Roと、同じ断面におけるパワーローラ曲率半径R22との比($Ro / 2R22$)を、 $(Ro / 2R22) \leq 0.63$ が成立する設定とした。

【0008】

ここで、曲率比($R_o/2R_{22}$)を63%($=0.63$)以下としたのは、入出力ディスク及びパワーローラの寿命を、下記の使用率(%)により評価するようにした場合、曲率比($R_o/2R_{22}$)が63%を超えると、曲率比($R_o/2R_{22}$)に対する使用率の増加度合いが大きくなり、加速度的に材料の負荷が高まることによる。

$$\text{使用率(%)} = (\text{ある入力トルク時に接触部に働く荷重}/\text{定格荷重})^{1/3}$$

ここで、定格荷重とは、同一条件で、ある一定の寿命が得られる荷重であり、転がり軸受の寿命計算に使われている。

【0009】

【発明の効果】

本発明のトロイダル型無段変速機にあっては、入力ディスクおよび出力ディスクの軸断面におけるディスク曲率半径 R_o と、同じ断面におけるパワーローラ曲率半径 R_{22} との比($R_o/2R_{22}$)を、 $(R_o/2R_{22}) \leq 0.63$ が成立する設定としたため、入力ディスクとパワーローラ及び出力ディスクとパワーローラとの間に所定以上の接触面積が確保され、面圧が低く抑えられることで、高価な材料や熱処理を用いることなく、確実に入出力ディスク及びパワーローラの長寿命を得ることができる。

【0010】

【発明の実施の形態】

以下、本発明のトロイダル型無段変速機を実現する実施の形態を図面に基づいて説明する。

【0011】

(第1実施例)

まず、構成を説明する。

図1はデュアルキャビティによるハーフトロイダル型無段変速機（以下、トロイダル型CVT）の機械的構成を示すスケルトン図である。

【0012】

このトロイダル型CVTは、エンジン1の出力軸2にトーショナルダンパ3を介して連結されたインプットシャフト4と、該シャフト4の外側に遊嵌合された

中空シャフト5を有する。これらのシャフト4, 5の軸線上には、第1トロイダルCVT6及び第2トロイダルCVT7と、入力ディスク61, 71を入力トルクに比例した荷重で押し付けるローディングカム8とが配設されている。

【0013】

上記第1, 第2トロイダルCVT6, 7は、ほぼ同一の構成であり、いずれも対向面がトロイド状の円弧面とされた入力ディスク61, 71と出力ディスク62, 72とを有する。これらトロイド状円弧面による対向面間に、両ディスク61, 62間と両ディスク71, 72間でそれぞれ動力を伝達するパワーローラ60, 70が2個づつ介設されている。

【0014】

そして、エンジン1から遠い方に配置された第1トロイダルCVT6は、入力ディスク61が反エンジン側に、出力ディスク62がエンジン側に配置されている。また、エンジン1に近い方に配置された第2トロイダルCVT7は、入力ディスク71がエンジン側に、出力ディスク72が反エンジン側に配置されている。両トロイダルCVT6, 7の入力ディスク61, 71は、中空シャフト5の両端部にそれぞれ摺動可能に結合され、また、出力ディスク62, 72は一体化されて、該中空シャフト5の中間部に回転自在に支持されている。

【0015】

前記パワーローラ60, 70は、入出力ディスク61, 62及び71, 72と接するパワーローラ内輪63, 73と、該パワーローラ内輪63, 73を回転可能に支持するパワーローラ軸受64, 74と、該パワーローラ軸受64, 74の背面に設けられたパワーローラ外輪66, 76と、を有して構成されている。そして、パワーローラ60, 70は、トラニオン65, 75の中心軸（傾転軸という）の回りにそれぞれ傾転可能に支持されていると共に、トラニオン65, 75に対し図外の偏心軸を介して揺動可能、或いは、図外のニードルベアリングを介して平行移動可能に支持されている。

【0016】

前記第1, 第2トロイダルCVT6, 7の出力ディスク62, 72により構成された一体化出力ディスク60の外周には出力ギア9が設けられ、この出力ギア

9がディファレンシャル装置11のドライブギア10と噛み合い、ディファレンシャル装置11から左右に延びる駆動軸12a, 12bを介して左右の駆動輪に動力を伝達するようになっている。

【0017】

図2はトロイダル型CVTの変速を管理する油圧系の機械的構成図であり、第1トロイダルCVT6の変速系について説明する。第1トロイダルCVT6での変速は、パワーローラ63を支持するトラニオン65を、平衡点（ディスク中心点にパワーローラ中心点が一致する点）から上下にオフセット変位させることにより行い、このオフセット変位によりパワーローラ60と入出力ディスク61, 62の回転方向ベクトルに差異が発生してパワーローラ60は傾転する。

【0018】

前記トラニオン65は、油圧サーボ30のサーボピストン31とつながっており、油圧サーボ30のHi側シリンダ30a内の油とロー側シリンダ30b内の油の差圧で変位する。Hi側シリンダ30aの油圧とロー側シリンダ30bの油圧はシフトコントロールバルブ46で制御する。

【0019】

前記シフトコントロールバルブ46は、バルブ内のスプール46Sが変位することにより、ライン圧ポート46Lから供給される油をHi側ポート46Hi又はロー側ポート46Lowの一方に流し、他方のロー側ポート46Low又はHi側ポート46Hiからドレーンポート46Dへ油を流出させることで油圧サーボ30内の差圧を変化させる。

【0020】

また、前記トラニオン65の一つには、プリセスカム35が取り付けられており、プリセスカム35には溝が切ってある。プリセスカム35の溝はLリンク38の片端に接しており、Lリンク38の片端はIリンク37の片端に自由支持されている。そのためトラニオン45の変位と傾転角がIリンク37にフィードバックされる。Iリンク37のもう片端はステップモータ36につながっており、先ほどのシフトコントロールバルブ46のスプール46SはIリンク37上に自由支持されている。従って、ステップモータ36の変位とプリセスカム35から

のフィードバックとからスプール46Sの変位は決まる。

【0021】

図3は第1実施例での第1トロイダル型CVT6の諸元設定を説明する図である。図3において、60はパワーローラ、8はローディングカム、61は入力ディスク、62は出力ディスク、63はパワーローラ内輪、64はパワーローラ軸受、66はパワーローラ外輪である。

【0022】

CPはパワーローラ接触点、Oは曲率中心、PAはパワーローラ回転軸、DAはディスク回転軸、CRは2つの接触点CP、CPに引いた接線の交点、Sはスピン、 ω_s はスピンドル角速度、 ω_1 は入力ディスク角速度、 θ はパワーローラ接触点CPにおける法線とパワーローラ回転軸PAがなす開き角、 ϕ はパワーローラ傾転角、Roは入出力ディスク61、62の曲率半径、eは曲率中心Oからディスク回転軸DAまでの距離とRoの差、R22はパワーローラ曲率半径、Dは2つの曲率中心O、O間の距離である。

【0023】

さらに、Faはローディングカム8が入力ディスク61を押し付ける押付力、Fcは接触点荷重、Ftはパワーローラ軸受64に働くスラスト荷重である。なお、図示しないが第2トロイダルCVT7も同様の設定となっている。

【0024】

この第1実施例では、入力ディスク61および出力ディスク62の軸断面におけるディスク曲率半径Roと、同じ断面におけるパワーローラ曲率半径R22との比($Ro/2R22$)（以下、曲率比($Ro/2R22$)という）を、

$$(Ro/2R22) \leq 0.63$$

が成立する設定としている。

【0025】

次に、作用を説明する。

【0026】

【变速作用】

トロイダル型CVTは、トラニオン65、65を傾転軸の方向に変位させ、パ

ワーローラ60, 60を傾転させることによって変速比を変える。

【0027】

つまり、図外のCVTコントロールユニットからの目標変速比が得られる駆動指令によりステップモータ36を回転させるとによってスプール46Sが変位すると、油圧サーボ30, 30の一方のシリンダ室に作動油が導かれ、他方のシリンダ室から作動油が排出され、トラニオン65, 65が傾転軸の方向に僅かに変位する。

【0028】

これにより、パワーローラ60, 60のパワーローラ回転軸がディスク回転中心位置に対してオフセットする。このオフセットに基づくパワーローラ60, 60と出入力ディスク61, 62との接触部で発生するサイドスリップ力により、パワーローラ60, 60が傾転する。

【0029】

この傾転運動およびオフセットは、ブリセスカム35及びリンク38を介してスプール46Sに伝達され、ステップモータ36との釣り合い位置で静止し、所定の傾転角 ϕ となった時点でトラニオン65, 65に与えたオフセット変位が元のディスク回転中心位置に戻され、パワーローラ60, 60の傾転動作を停止することでなされる。変速比は、パワーローラ60, 60の傾転角 ϕ により決まる。なお、パワーローラ70, 70についても同様の変速比制御作用を示す。

【0030】

[曲率比に対する効率および寿命]

第1実施例では、曲率比($R_0 / 2R_{22}$)を63%以下としている。この曲率比($R_0 / 2R_{22}$)に対する効率および寿命の関係と本実施例の範囲を図4に示す。

【0031】

図4において、使用率とあるものは、次式で表され、数値が大きいほど同じ入力で運転した場合に寿命が短くなる。

【0032】

$$\text{使用率} (\%) = (\text{ある入力トルク時に接触部に働く荷重} / \text{定格荷重})^{1/3}$$

ここで、定格荷重とは、同一条件で、ある一定の寿命が得られる荷重であり、転

がり軸受の寿命計算に使われている。

【0033】

曲率比($R_o/2R_{22}$)が大きいほど入出力ディスク61, 62とパワーローラ60との接触面積が小さくなるため、効率は高くなる。また、曲率比($R_o/2R_{22}$)が大きいほど入出力ディスク61, 62とパワーローラ60との接触面積が小さくなり、面圧が高くなるため、使用率は高くなる、すなわち、寿命が低下する。

【0034】

そこで、トロイダル型CVTの寿命を、使用率(%)により評価するようにした場合、曲率比($R_o/2R_{22}$)が63%を超えると、曲率比($R_o/2R_{22}$)に対する使用率の増加度合いが大きくなり、加速度的に材料の負荷が高まる。

【0035】

このため、曲率比($R_o/2R_{22}$)が63%を超える設定とした場合、目標とする寿命を得るには、入出力ディスク61, 62及びパワーローラ60に高価な材料や熱処理を用いる必要がある。

【0036】

これに対し、第1実施例では、曲率比($R_o/2R_{22}$)をその変曲点である63%以下としているため、使用率が大きくなり過ぎず、安価な材料で目標寿命を得ることができる。

【0037】

次に、効果を説明する。

第1実施例のトロイダル型無段変速機にあっては、下記の効果を得ることができる。

【0038】

(1) 入力ディスク61と、出力ディスク62と、入力ディスク61を入力トルクに比例した荷重で押し付けるローディングカム8と、前記入出力ディスク61, 62の対向面にそれぞれ形成されたトロイド状溝に挟持される複数のパワーローラ60と、該パワーローラ60を入出力ディスク61, 62の曲率中心に対して傾転可能に支持するトラニオン65と、前記パワーローラ60をトラニオン65に対して回転可能に軸支するパワーローラ軸受64と、を備えたトロイダル型

無段変速機において、前記入力ディスク61および出力ディスク62の軸断面におけるディスク曲率半径Roと、同じ断面におけるパワーローラ曲率半径R22との比($Ro/2R22$)を、 $(Ro/2R22) \leq 0.63$ が成立する設定としたため、高価な材料や熱処理を用いることなく、確実に長寿命を得ることができる。

【0039】

(第2実施例)

この第2実施例は、入力ディスク61および出力ディスク62の軸断面におけるディスク曲率半径Roと、同じ断面におけるパワーローラ曲率半径R22との比($Ro/2R22$)を、 $0.53 \leq (Ro/2R22) \leq 0.63$ が成立する設定とした例である。なお、他の構成は、第1実施例と同じであるため、図示並びに説明を省略する。

【0040】

作用を説明すると、この第2実施例では、曲率比($Ro/2R22$)を53%以上で63%以下としている。この曲率比($Ro/2R22$)に対する効率および寿命の関係と本実施例の範囲を図5に示す。

【0041】

図5において、曲率比($Ro/2R22$)が大きいほど入出力ディスク61, 62とパワーローラ60との接触面積が小さくなるため、効率は高くなる。しかし、曲率比($Ro/2R22$)が小さくなるほど入出力ディスク61, 62とパワーローラ60との接触面積が大きくなり、曲率比($Ro/2R22$)が53%を下回ると効率は急激に悪化する。

【0042】

これに対し、第2実施例では、曲率比($Ro/2R22$)を、53%以上で63%以下に設定することで、高い効率と長寿命を両立させることができる。

【0043】

図6は諸元パラメータ、すなわち、図3のディスク曲率半径Roと、曲率中心間距離Dと、開き角θとを変えたときの効率と使用率を示している。この図6で明らかなように、パラメータRo, D, θを変えても、曲率比($Ro/2R22$)に対する効率および使用率の関係は、図5と同様に、曲率比($Ro/2R22$)が53%を下回ると効率は急激に悪化し、曲率比($Ro/2R22$)が63%を超えると使用率が急激

に上昇するという関係を維持している。

【0044】

よって、如何なるパラメータ R_o 、 D 、 θ に設定しても、曲率比($R_o/2R_{22}$)を $0.53 \leq (R_o/2R_{22}) \leq 0.63$ が成立する設定とすることで、高い効率と長寿命を両立させることができる。

【0045】

次に、効果を説明する。

第2実施例のトロイダル型無段変速機にあっては、下記の効果を得ることができる。

【0046】

(2) 入力ディスク61および出力ディスク62の軸断面におけるディスク曲率半径 R_o と、同じ断面におけるパワーローラ曲率半径 R_{22} との比($R_o/2R_{22}$)を、 $0.53 \leq (R_o/2R_{22}) \leq 0.63$ が成立する設定としたため、他のパラメータの変更にかかわらず、高い効率と長寿命を両立させることができる。

【0047】

(第3実施例)

第3実施例は、曲率比($R_o/2R_{22}$)を、 $(R_o/2R_{22}) \leq 0.63$ または $0.53 \leq (R_o/2R_{22}) \leq 0.63$ が成立する設定とし、かつ、運転中の最大面圧が4.2Gpaを超えないように設定した例である。なお、他の構成は、第1実施例と同じであるため、図示並びに説明を省略する。

【0048】

作用を説明すると、転がり玉軸受においては面圧が4.2Gpaを超えると接触面に大きな塑性変形(圧痕)を生じ、振動や異音が発生するために、面圧が4.2Gpaを超えない範囲での運転が推奨されている(静定格荷重)。

【0049】

入出力ディスク61、62とパワーローラ60との接触部も点接触による転がり運動を行うため、同様の問題が生じる。

【0050】

すなわち、4.2Gpaの値は、現在車両に搭載されているトロイダル型CVTの入

出力ディスク及びパワーローラに採用されている材料を考慮した場合、入出力ディスクとパワーローラ間で圧痕を生じない最大面圧値である。

【0051】

運転中の最大面圧が4.2Gpaを超えないように設定する方法としては、ローディングカム発生力 F_a を、下記の式

$$F_a = 2 \pi T / L$$

但し、Tはエンジントルク、Lは1回転当たりのカムリードにて与えた場合、入出力ディスク 61, 62 とパワーローラ 60との間に発生する荷重 F_c は、

$$F_c = F_a / n / \sin \phi$$

但し、nはパワーローラ 60 の数、 ϕ は傾転角で示され、運転中にローディングカム発生力 F_a が最大値 $F_{a\max}$ となるときに傾転角 ϕ を最大値から最小値まで振った際に、ヘルツの面圧計算値が4.2Gpaを超えないように、ディスク曲率半径 R_o とパワーローラ曲率半径 R_{22} との曲率比 ($R_o / 2R_{22}$)を決定する。

【0052】

このように、第3実施例では、運転中の最大面圧が4.2Gpaを超えないように設定したため、入出力ディスク 61, 62 とパワーローラ 60との接触面に、振動や異音の原因となる圧痕を生じることなく、入出力ディスク 61, 62 とパワーローラ 60の滑らかな転動を確保することができる。

【0053】

併せて、曲率比 ($R_o / 2R_{22}$)を、 $(R_o / 2R_{22}) \leq 0.63$ が成立する設定とした場合には、長寿命が確保されるし、また、曲率比 ($R_o / 2R_{22}$)を、 $0.53 \leq (R_o / 2R_{22}) \leq 0.63$ が成立する設定とした場合には、高効率と長寿命の両立を達成することができる。

【0054】

次に、効果を説明する。

第3実施例のトロイダル型無段変速機にあっては、下記の効果を得ることができる。

【0055】

(3) 曲率比($R_o / 2R_{22}$)を、 $(R_o / 2R_{22}) \leq 0.63$ または $0.53 \leq (R_o / 2R_{22}) \leq 0.63$ が成立する設定とし、かつ、運転中の最大面圧が4.2Gpaを超えないように設定したため、長寿命、または、高効率と長寿命の両立を達成しながら、入出力ディスク61, 62とパワーローラ60との接触面に圧痕を生じることなく、滑らかな転動を確保することができる。

【0056】

(第4実施例)

この第4実施例は、図7に示すように、エンジン1と入力ディスク61, 71との間にトルクコンバータ3'を配置し、曲率比($R_o / 2R_{22}$)を、 $(R_o / 2R_{22}) \leq 0.63$ または $0.53 \leq (R_o / 2R_{22}) \leq 0.63$ が成立する設定とし、かつ、エンジン最大トルクが入力されたときに最大面圧が4.2Gpaを超えないように設定した例である。なお、他の構成は、第1実施例と同じであるため説明を省略する。

【0057】

作用を説明すると、トルクコンバータ3'は、トルク増幅作用があり、特に発進時にはエンジントルクよりも大きなトルクを入力ディスク61, 71に与える。よって、この状態が第3実施例においては最大負荷となるが、このときに面圧が4.2Gpaを超えないように曲率比($R_o / 2R_{22}$)を設定すると、その値が53%を下回る場合もある。ところが、車両の発進時は、入力トルクは大きいが回転数は低く、負荷を受ける時間および入出力ディスク61, 62とパワーローラ60との転動距離もきわめて小さい。

【0058】

よって、発進時には最大面圧が4.2Gpaを超えてよいものとし、通常走行時の最大トルク、すなわち、エンジン最大トルクが負荷されたときに4.2Gpaを超えないように曲率比($R_o / 2R_{22}$)を設定することで、圧痕の深さを許容範囲に抑えつつ、高い効率を得ることができる。

【0059】

次に、効果を説明する。

第4実施例のトロイダル型無段変速機にあっては、下記の効果を得ることができ

る。

【0060】

(4) エンジン1と入力ディスク61, 71との間にトルクコンバータ3'を配置し、曲率比($R_o / 2R_{22}$)を、 $(R_o / 2R_{22}) \leq 0.63$ または $0.53 \leq (R_o / 2R_{22}) \leq 0.6$ が成立する設定とし、かつ、エンジン最大トルクが入力されたときに最大面圧が4.2Gpaを超えないように設定したため、圧痕の深さを許容範囲に抑えつつ、高い効率を得ることができる。

【0061】

(第5実施例)

この第5実施例は、曲率比($R_o / 2R_{22}$)を、 $(R_o / 2R_{22}) \leq 0.63$ または $0.53 \leq (R_o / 2R_{22}) \leq 0.63$ が成立する設定とし、かつ、入力ディスク61及び出力ディスク62とパワーローラ63の接触点CP, CPにおけるスピンドルSが0以上となるように諸元パラメータを設定した例である。

【0062】

すなわち、本出願人が特願2000-240838号（特開2002-054707号公報）で提案したように、入力ディスク61及び出力ディスク62とパワーローラ63の接触点CP, CPにおけるスピンドルS ($= \omega_s / \omega_1$) を下記の式で与えたとき、

$$S = \{\sin\theta \cdot \sin\phi - (1 + k - \cos\phi) \cdot \cos\theta\} / \sin\theta$$

このスピンドルSが、ロー側変速比からハイ側変速比までの変速比範囲（2.0～0.5）において0以上になるように開き角θ, 傾転角φ, キャビティアスペクト比k ($= e / R_o$) を設定している。

【0063】

なお、上記式においてスピンドルSが0以上の正の値になる設定とは、パワーローラ63の2つの接触点CP, CPに引いた接線の交点CRが、図3に示すように、ディスク回転軸DAよりも遠い位置に存在する設定と同義である。ちなみに、交点CRがディスク回転軸DA上に存在する設定がスピンドルS = 0であり、交点CRがディスク回転軸DAよりも近い位置に存在するとスピンドルSは負の値となる。なお、他の構成は、第1実施例と同じであるため説明を省略する。

【0064】

作用を説明すると、スピン S がロー側変速比からハイ側変速比までの全変速比範囲にて正の値をとるため、常に $S = |S|$ となり、図8のスピン絶対値特性に示すように、変速比 i が $i = 1$ からロー側またはハイ側に変化したときに、スピン絶対値 $|S|$ はいずれの変化に対しても単調に減少する。

【0065】

よって、スピン絶対値 $|S|$ と入出力ディスク 61, 62 とパワーローラ 60 の接触点荷重 F_c の増減がほぼ打ち消し合うため、 $|S|$ と F_c の積に比例する接触点動力損失特性をみると、ロー側変速比域及びハイ側変速比域における接触点動力損失 u_1 の増大が無い特性となり、この結果、図8の総動力損失特性に示すように、ロー側変速比域及びハイ側変速比域における総動力損失 U を従来例の総動力損失 U と比較して低減することができる。

【0066】

なお、スピン S を全変速比範囲において 0 以上に設定していることで、変速比 1 付近では、図8のスピン絶対値特性に示すように、スピン絶対値 $|S|$ が従来例のスピン絶対値 $|S|$ よりも大きな値となり、 $|S|$ と F_c の積に比例する接触点動力損失 u_1 が増加する。

【0067】

しかしながら、軸受動力損失 u_2 について考えると、パワーローラ軸受 64 に働くスラスト荷重 F_t は、 $F_t = 2F_c \cdot \cos\theta$ で表されるため、従来例に対して開き角 θ を大きくすることでスラスト荷重 F_t は低減する。また、軸受動力損失 u_2 はスラスト荷重 F_t にほぼ比例するため、軸受動力損失 u_2 は従来例よりも低減する。ちなみに、図9は開き角 θ を変えたときの接触点動力損失 u_1 と軸受動力損失 u_2 と総動力損失 U の特性図であり、例えば、開き角 θ を θ_1 から θ_2 まで大きくしたとき、接触点動力損失 u_1 は増大するが、軸受動力損失 u_2 は減少し、総動力損失 U については、開き角が θ_1 のときと開き角が θ_2 のときとではほとんど変化しない。

【0068】

その結果、図8の総動力損失特性に示すように、接触点動力損失 u_1 と軸受動

力損失 u_2 の和である総動力損失 U は、変速比 1 付近においても従来例の総動力損失 U とほとんど変わらない。

【0069】

また、スピン S を設定する諸元 θ , ϕ , k のうち、パワーローラ傾転角 ϕ については、僅かに変更することで変速比範囲 2.0~0.5 というように従来例と変わらない変速比範囲を得ることができるし、また、キャビティアスペクト比 k ($= e/R_o$) の変更が無いことで変速機の寸法も従来例と変わらないものとなる。

【0070】

したがって、この第5実施例では、従来例に対し開き角 θ の変更設定を行うだけで、スピン S の最大値は大きくなるが、変速比 1 付近における総動力損失 U は従来例とほとんど変わらないまま、ロー側変速比域及びハイ側変速比域における総動力損失 U を低減することができる。

【0071】

加えて、パワーローラ傾転角 ϕ の僅かな変更調整により変速比範囲を従来例と同じにすることができ、さらに、キャビティアスペクト比 k は何ら変更することができないため、変速機寸法を従来例と同じにすることができます。つまり、周辺部材との寸法関係を含めた大幅な設計変更を要することなく、容易に置き換えて採用することができる。

【0072】

次に、効果を説明する。

第5実施例のトロイダル型無段変速機にあっては、下記の効果を得ることができます。

【0073】

(5) 曲率比 $(R_o/2R_{22})$ を、 $(R_o/2R_{22}) \leq 0.63$ または $0.53 \leq (R_o/2R_{22}) \leq 0.63$ が成立する設定とし、かつ、入力ディスク 6 1 及び出力ディスク 6 2 とパワーローラ 6 3 の接触点 C P, C P におけるスピン S が 0 以上となるように諸元パラメータを設定したため、ロー側変速比域及びハイ側変速比域における総動力損失 U の低減により、高い効率を得ることができます。さらに、曲率比 $(R_o/2R_{22})$ を 5.3 % 以上とすることにより、より高い効率を得ることができます。

【0074】

以上、本発明のトロイダル型無段変速機を第1実施例～第5実施例に基づき説明してきたが、具体的な構成については、これらの実施例に限られるものではなく、特許請求の範囲の各請求項に記載された本発明の要旨を逸脱しない限り、設計の変更や追加等は許容される。

【0075】

例えば、第1実施例～第5実施例では、単独で変速機として用いられるトロイダル型無段変速機の例を示したが、遊星歯車機構や減速機構と共に変速比無限大無段変速機（I V T）の無段変速機構として採用されるトロイダル型無段変速機にも本発明を適用することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】

第1実施例のトロイダル型無段変速機を示す全体システム図である。

【図2】

第1実施例のトロイダル型無段変速機を示す変速制御系システム図である。

【図3】

第1実施例のトロイダル型無段変速機における諸元設定を説明する図である。

【図4】

第1実施例のトロイダル型無段変速機においてディスク曲率半径とパワーローラ曲率半径との曲率比に対する使用率および効率の範囲を示す特性図である。

【図5】

第2実施例のトロイダル型無段変速機においてディスク曲率半径とパワーローラ曲率半径との曲率比に対する使用率および効率の範囲を示す特性図である。

【図6】

第2実施例のトロイダル型無段変速機においてディスク曲率半径とパワーローラ曲率半径との曲率比に対する使用率および効率の範囲を他の諸元を異ならせて比較した特性比較図である。

【図7】

第4実施例のトロイダル型無段変速機を示す全体システム図である。

【図8】

第5実施例のトロイダル型無段変速機におけるスピンドル特性と総動力損失特性の対比特性図である。

【図9】

第5実施例のトロイダル型無段変速機において開き角を変化させたときの接触点動力損失特性と軸受動力損失特性と総動力損失特性を示す特性図である。

【符号の説明】

- 1 エンジン
- 2 出力軸
- 3 トーションダンパー
- 3' トルクコンバータ
- 4 インプットシャフト
- 5 中空シャフト
- 6 第1トロイダルCVT
- 6 0 パワーローラ
- 6 1 入力ディスク
- 6 2 出力ディスク
- 6 3 パワーローラ内輪
- 6 4 パワーローラ軸受
- 6 5 トランニオン
- 6 6 パワーローラ外輪
- 7 第2トロイダルCVT
- 7 0 パワーローラ
- 7 1 入力ディスク
- 7 2 出力ディスク
- 7 3 パワーローラ内輪
- 7 4 パワーローラ軸受
- 7 5 トランニオン
- 7 6 パワーローラ外輪

8 ローディングカム

9 出力ギア

10 ドライブギア

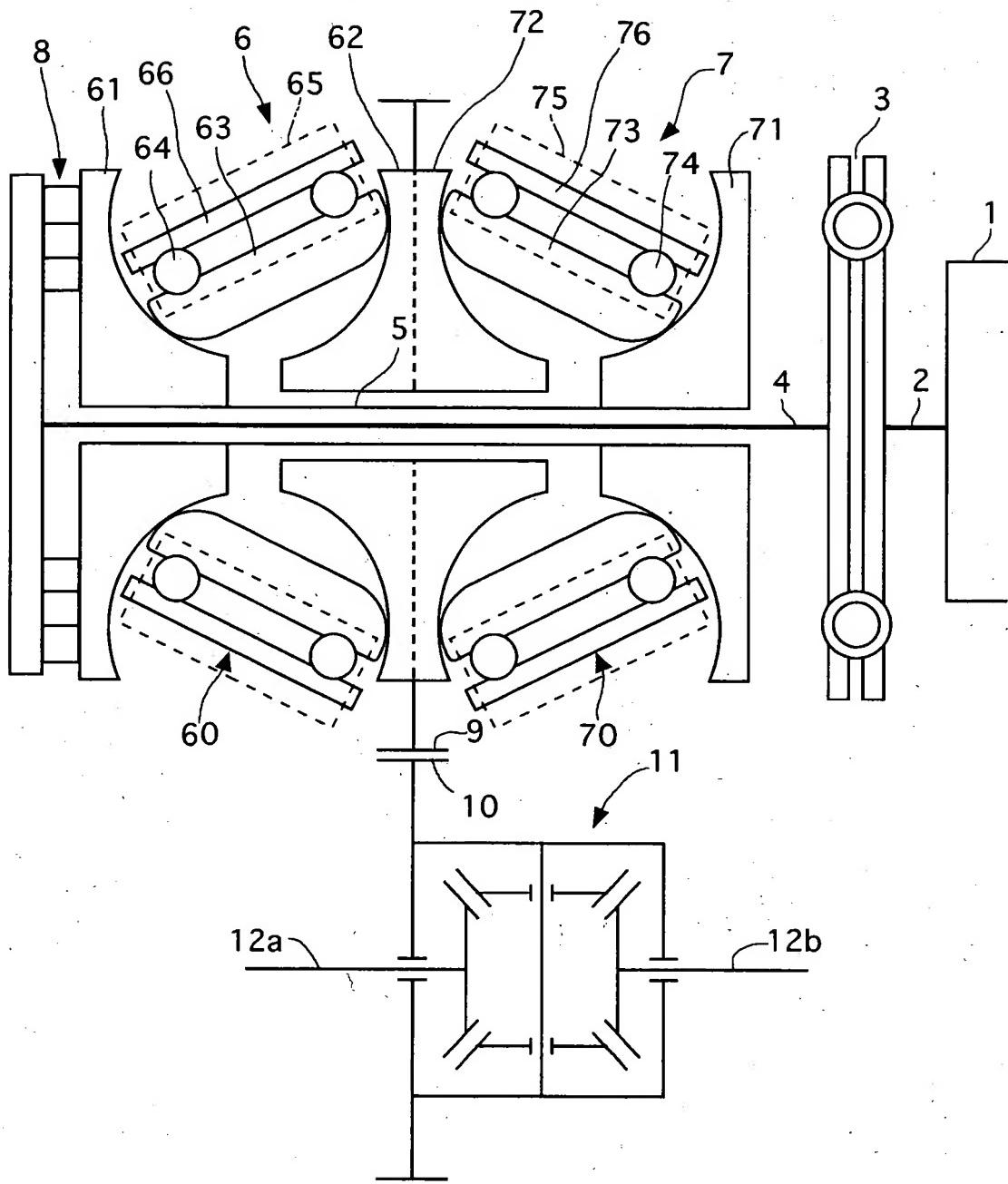
11 ディファレンシャル装置

12 a, 12 b 駆動軸

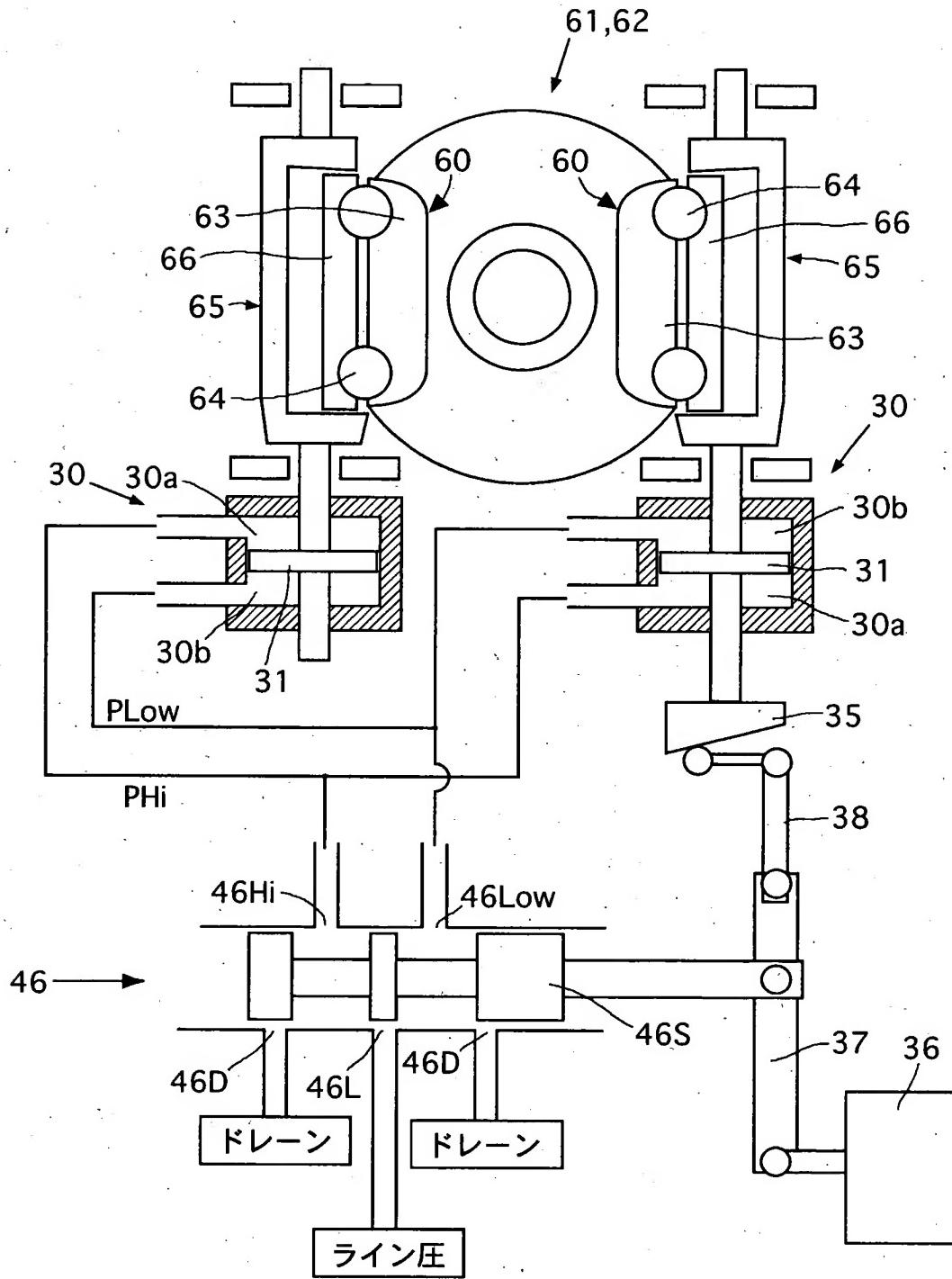
【書類名】

図面

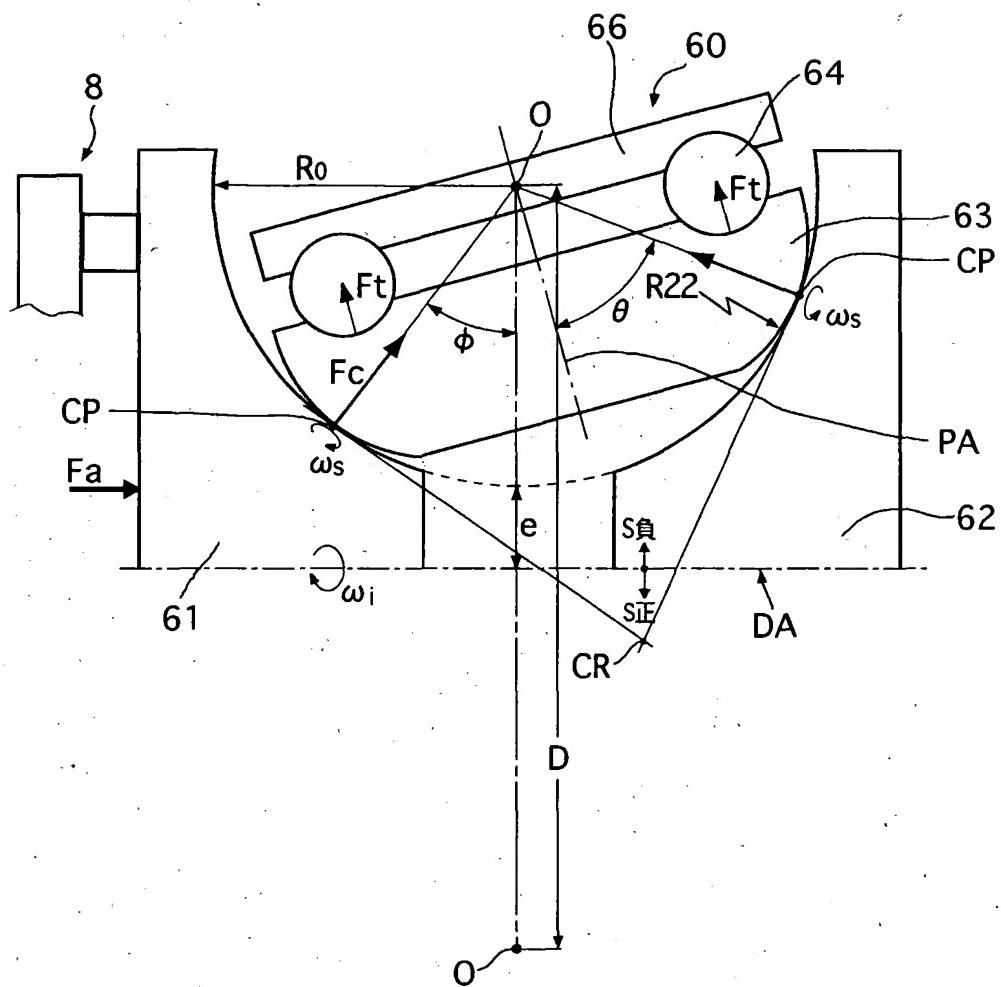
【図1】



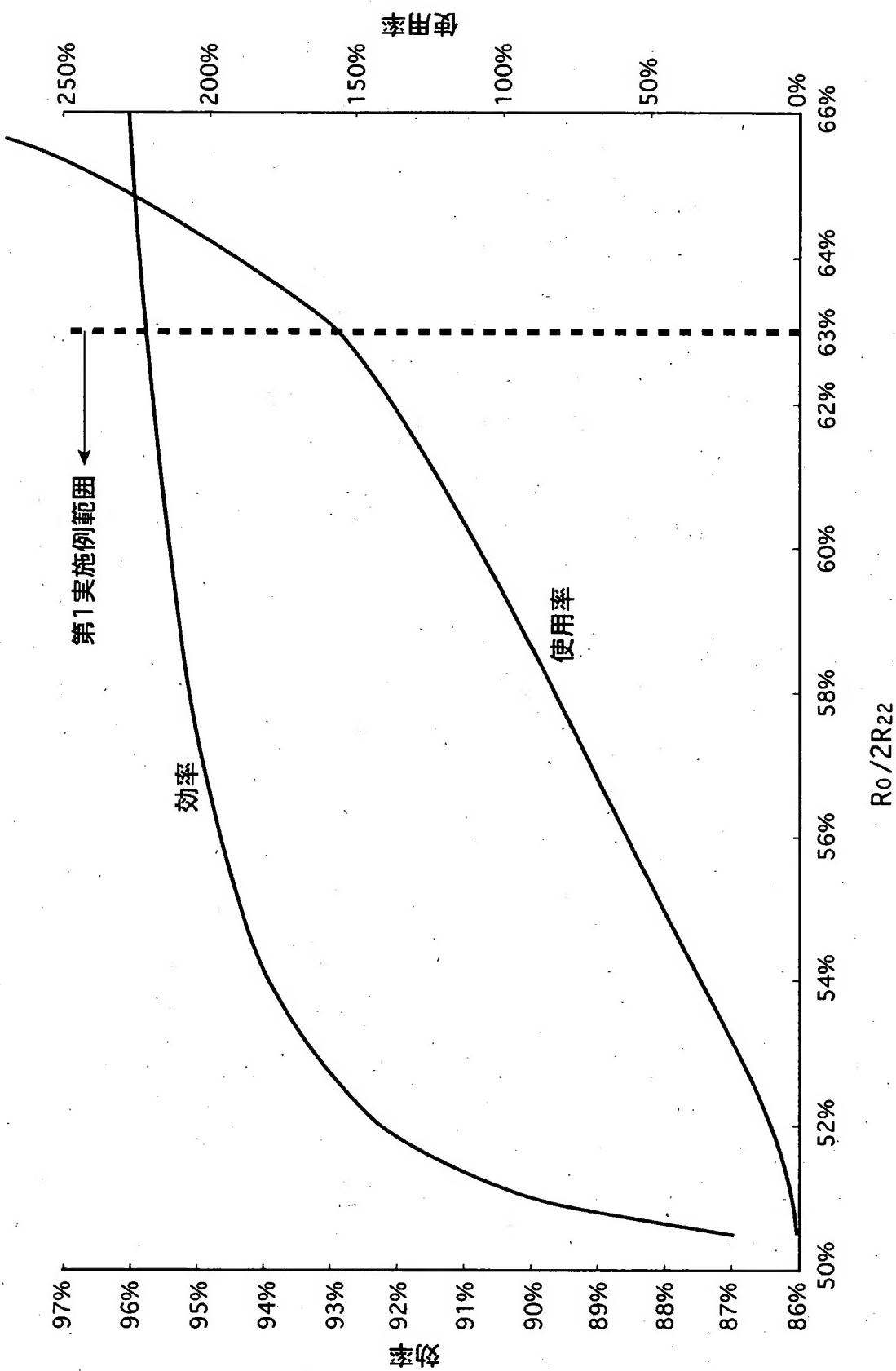
【図2】



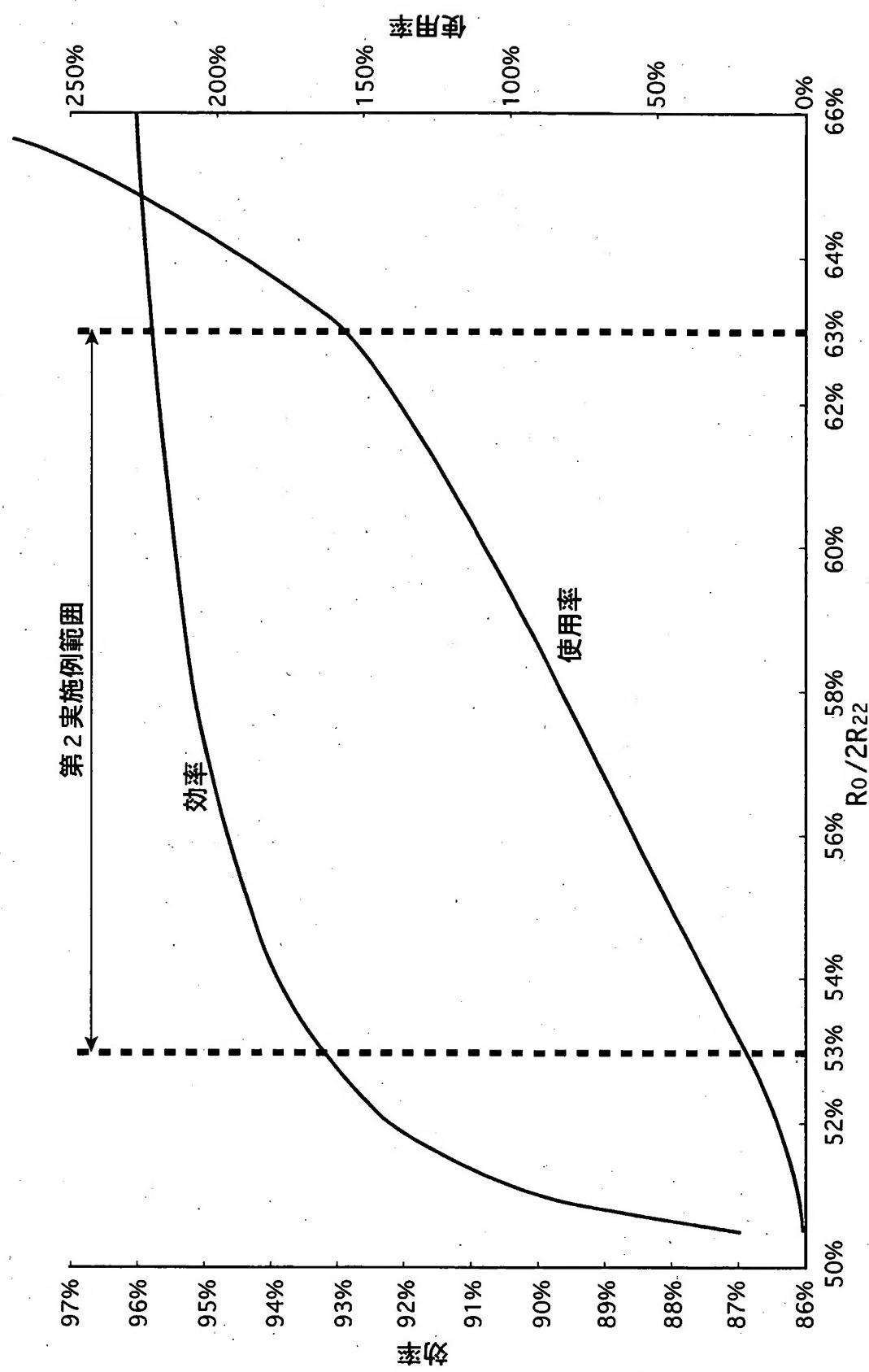
【図3】



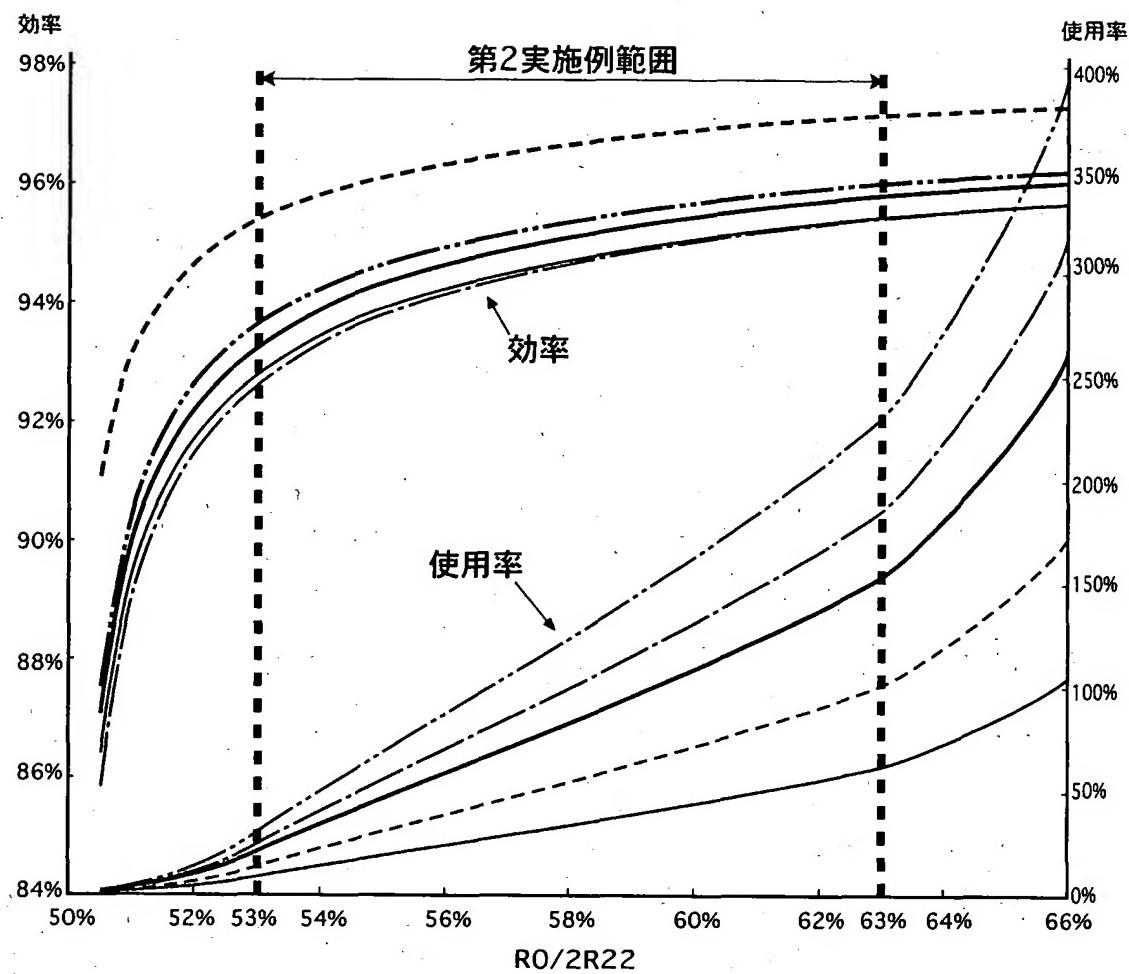
【図4】



【図5】

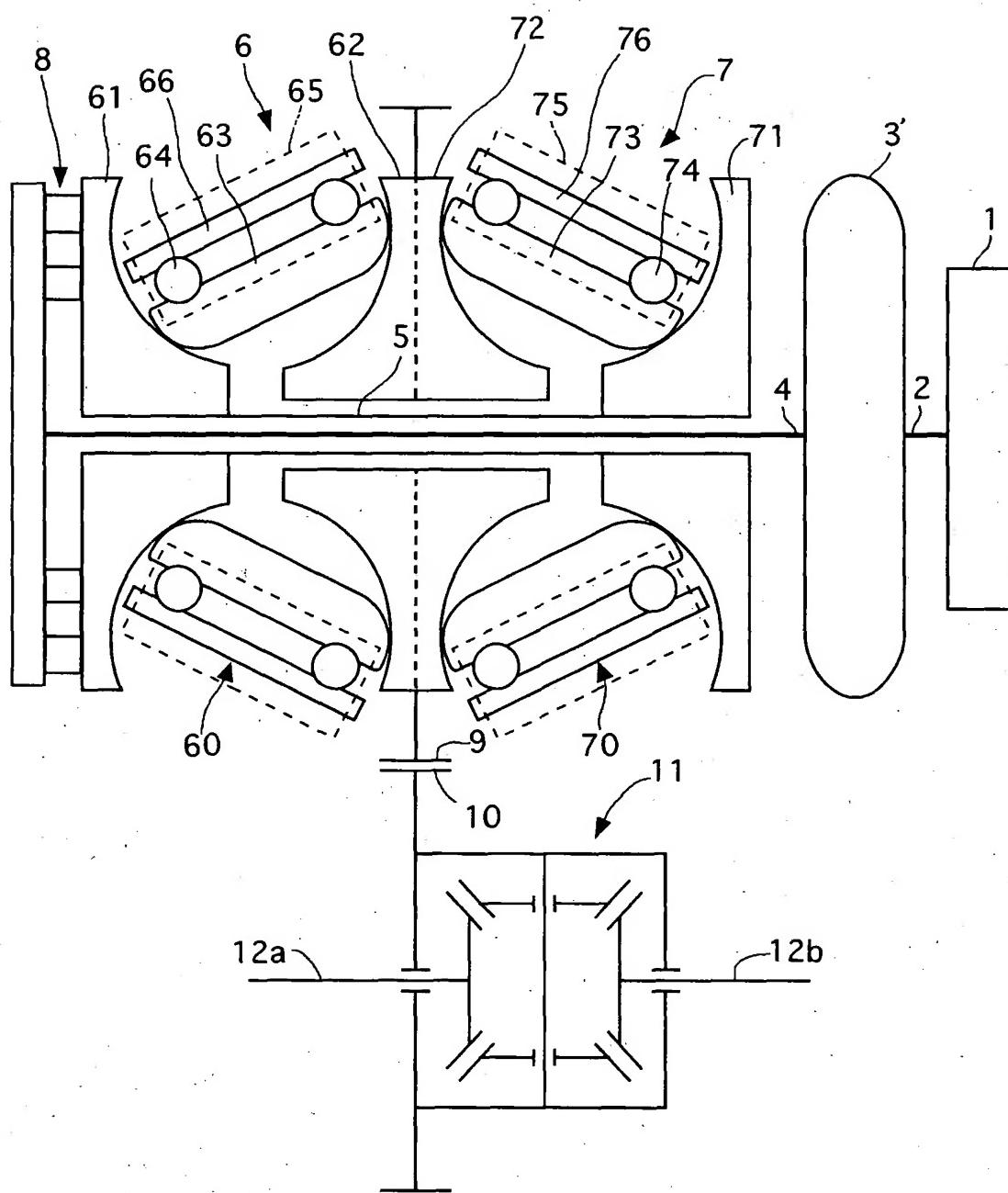


【図6】

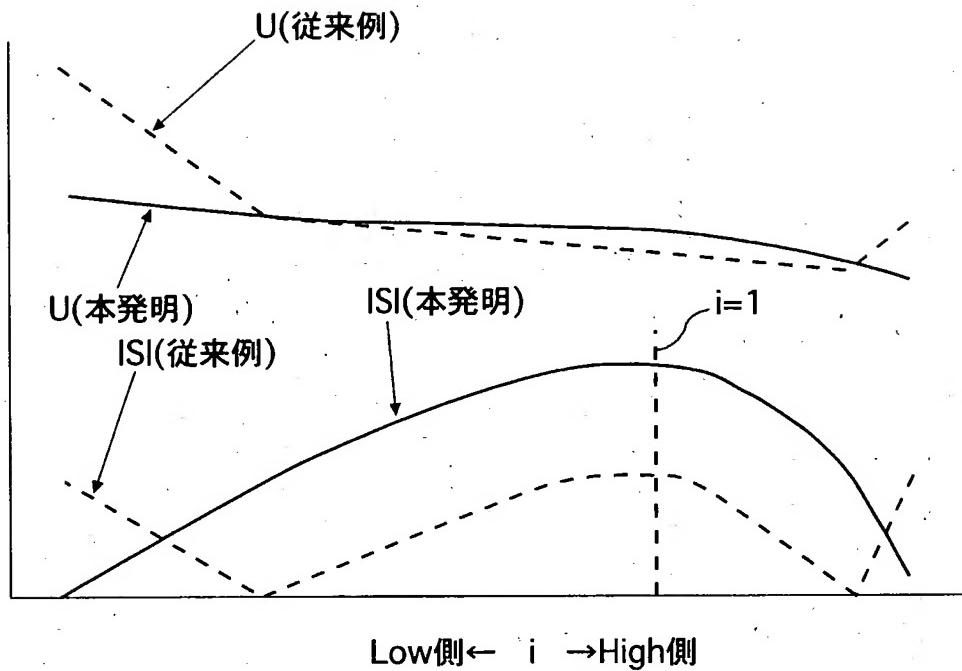


—	$Ro=42, D=136, \theta=63$ 効率
- - -	$Ro=40, D=132, \theta=63$ 効率
- - -	$Ro=42, D=136, \theta=63$ 使用率
- - -	$Ro=42, D=136, \theta=60$ 効率
—	$Ro=40, D=144, \theta=63$ 効率
—	$Ro=42, D=136, \theta=63$ 使用率
- - -	$Ro=40, D=132, \theta=63$ 使用率
- - -	$Ro=42, D=136, \theta=60$ 使用率
—	$Ro=40, D=144, \theta=63$ 使用率
- - -	系列11
- - -	系列12

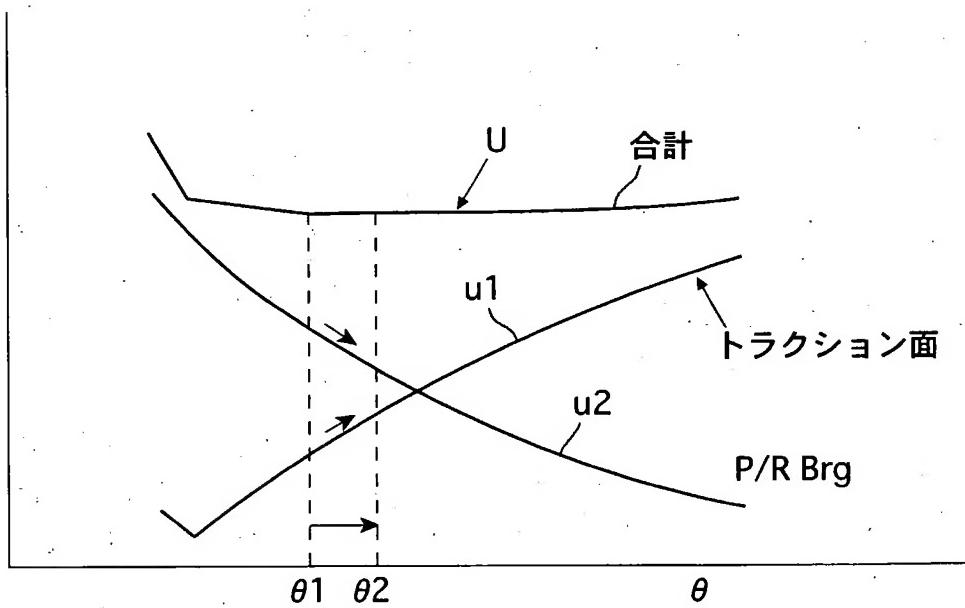
【図7】



【図8】



【図9】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 パワーローラ曲率半径の設定手法を提案することにより、高価な材料や熱処理を用いることなく、確実に長寿命を得ることができるトロイダル型無段変速機を提供すること。

【解決手段】 入力ディスク61と、出力ディスク62と、入力ディスク61を入力トルクに比例した荷重で押し付けるローディングカム8と、前記入出力ディスク61, 62の対向面にそれぞれ形成されたトロイド状溝に挟持される複数のパワーローラ60と、該パワーローラ60を入出力ディスク61, 62の曲率中心に対して傾転可能に支持するトラニオン65と、前記パワーローラ60をトラニオン65に対して回転可能に軸支するパワーローラ軸受64と、を備えたトロイダル型無段変速機において、前記入力ディスク61および出力ディスク62の軸断面におけるディスク曲率半径Roと、同じ断面におけるパワーローラ曲率半径R22との比($Ro / 2R22$)を、 $(Ro / 2R22) \leq 0.63$ が成立する設定とした。

【選択図】 図3

認定・付加情報

特許出願の番号	特願2002-246131
受付番号	50201265699
書類名	特許願
担当官	第三担当上席 0092
作成日	平成14年 8月28日

<認定情報・付加情報>

【提出日】 平成14年 8月27日

次頁無

出願人履歴情報

識別番号 [000003997]

1. 変更年月日 1990年 8月31日

[変更理由] 新規登録

住 所 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
氏 名 日産自動車株式会社